

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-106424

(P2003-106424A)

(43) 公開日 平成15年4月9日 (2003.4.9)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	ターミナル* (参考)
F 1 6 H 57/10		F 1 6 H 57/10	3 J 0 6 3
57/02	3 0 2	57/02	3 0 2 G 3 J 0 6 7
63/30		63/30	

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2001-303892(P2001-303892)

(22) 出願日 平成13年9月28日 (2001.9.28)

(71) 出願人 000231350

ジャトコ株式会社

静岡県富士市今泉700番地の1

(72) 発明者 水野 成晴

静岡県富士市吉原宝町1番1号 ジャトコ・トランステクノロジー株式会社内

(74) 代理人 100066980

弁理士 森 哲也 (外2名)

Fターム(参考) 3J063 AB12 AB53 AB62 AC05 BA03

BB41 CA01 CD33 CD41

3J067 AB11 AC12 DB06 DB12 EA12

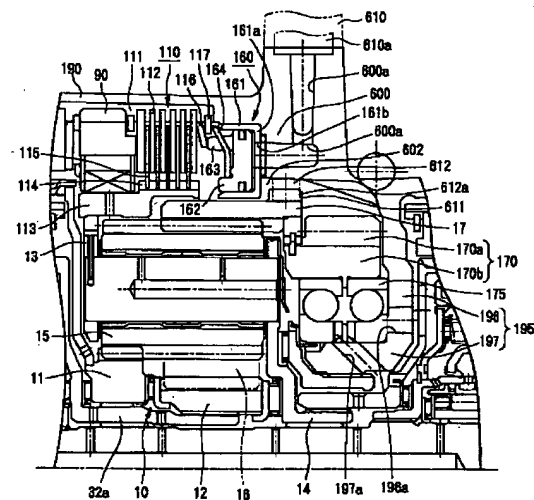
FB83

(54) 【発明の名称】 自動変速機のシリンダ構造

(57) 【要約】

【課題】 シリンダの及びピストンの軸方向長さを短くして小型化すると共に、作動油給排口の設計自由度を向上させ、シリンダ回りの空間を有効利用する。

【解決手段】 トランスミッションケース180のケース本体190の内周面に第2のブレーキ110を配設し、この第2のブレーキ110を作動させる第5の油圧サーボ機構160をコ字状断面のシリンダ161とピストン162とで構成する。ケース本体190にシリンダ161の前端面を支持するシリンダ161の半径方向の長さより短い長さの段部600を形成し、シリンダ161の前端面161aに作動油給排口161bを形成すると共に、段部600に作動油通路600a、600bを形成し、作動油通路600bをコントロールバルブ610に接続する。さらに、段部600の内側の空間部602に出力ギヤ170に連結されたリングギヤ17の外周面に形成したパーキングギヤ611を配置する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 トランスミッションケースの内周面にブレーキの作動を制御するピストンを有するシリンダを配設した自動変速機のシリンダ構造において、前記トランスミッションケースの内周面に、前記シリンダの端面における内周縁から所定長さ外側の位置と外周縁との間を支持する段部を形成し、前記シリンダの端面における段部に対向する位置に流体給排口を形成し、該流体給排口に対向する前記段部に当該流体給排口へ連通する作動流体通路を形成し、前記段部の内周面に対向してパーキングギヤが配設されていることを特徴とする自動変速機のシリンダ構造。

【請求項2】 前記段部のシリンダ当接面における作動流体通路の回りにOリングが配設されていることを特徴とする請求項1記載の自動変速機のシリンダ構造。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、自動変速機のシリンダ構造に関し、特にブレーキを作動させるシリンダに好適なものである。

【0002】

【従来の技術】この種の自動変速機としては、例えば特開2000-186764号公報に記載されているものが知られている。この自動変速機は、図5に示すように、トランスミッションケース500の内周面に多板式ブレーキ501が配設され、この多板式ブレーキ501の左側に多板ブレーキ501の作動を制御するサーボ機構502が配設され、このサーボ機構502は、スナップリング503で後方への移動が規制された断面コ字状で円環状に形成されたシリンダ504と、このシリンダ504内に配設されたピストン505と、このピストン505に形成されたブレーキ501のディッシュプレート506を押圧する押圧部507と、ピストン505を後方に付勢するリターンズpring508とで構成され、シリンダ504のトランスミッションケース内面と接触する位置に作動油給排口509が形成されている。

【0003】ここで、作動油給排口509は、図6に示すように、トランスミッションケース500の外周縁に配設されたコントロールバルブ510の作動油入出口511に作動油通路512を通じて連通され、この作動油通路512内にリップシール513が配設され、さらにピストン505の作動油給排口509の右側にDリング514が配設されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の自動変速機にあっては、トランスミッションケース500の内周面と対向する位置に、シリンダ504の作動油給排口509が設けられ、コントロールバルブ510からの作動油がリップシール513を内装した作動油通路512を介して作動油給排口509に供給されるこ

とにより、ピストン505がリターンズpring508に抗して右動し、押圧部507でディッシュプレート506を押圧することにより、多板式ブレーキ501が締結状態となり、この締結状態からコントロールバルブ510内のバルブを切換えてシリンダ504及びピストン505間の作動油をコントロールバルブ510側に排出することにより、ピストン505がリターンズpring508によって左動して押圧部507によるディッシュプレート506の押圧が解除されてブレーキ解除状態に復帰するものであるが、シリンダ504には作動油給排口509を形成するために軸方向長さが長くなり、また、ピストン505は、図6に示すように、Dリング514を作動油給排口509の右側に位置させる必要があることから、油圧室を形成するため、ピストン505の底面からDリング514までの軸方向長さAが必要となり、さらにトランスミッションケース500の半径方向については、リップシール513を設ける必要があるためこのリップシールの高さに対応した半径方向の厚みBが必要となり、シリンダ504及びその回りの支持構造を小型化することができないという未解決の課題がある。

【0005】また、シリンダ504の作動油給排口509の位置が、コントロールバルブ510に連通するリップシール513の位置に合わせる必要があり、任意の位置に形成することができず、設計の自由度が低いという未解決の課題もある。そこで、本発明は、上記従来例の未解決の課題に着目してなされたものであり、シリンダ及びピストンの軸方向長さを短くして小型化することができると共に、作動油給排口の設計自由度を向上させ、さらに、シリンダ回りの空間を有効利用することができる自動変速機のシリンダ構造を提供することを目的としている。

【0006】

【課題を解決するための手段】上記目的を解決するために、請求項1に係る自動変速機のシリンダ構造は、トランスミッションケースの内周面にブレーキの作動を制御するピストンを有するシリンダを配設した自動変速機のシリンダ構造において、前記トランスミッションケースの内周面に、前記シリンダの端面における内周縁から所定長さ外側の位置と外周縁との間を支持する段部を形成し、前記シリンダの端面における段部に対向する位置に流体給排口を形成し、該流体給排口に対向する前記段部に当該流体給排口へ連通する作動流体通路を形成し、前記段部の内周面に対向してパーキングギヤが配設されていることを特徴としている。

【0007】この請求項1に係る発明では、シリンダの端面に流体給排口が形成され、この流体給排口に対向するトランスミッションケースの段部に作動流体通路が形成され、この作動流体通路及び流体給排口を介して作動流体をシリンダ内のピストンとで形成される流体圧室に供給することによりピストンを移動させてブレーキを締

結状態とし、この状態で流体圧室から作動流体を排出することにより、ピストンを原位置に復帰させてブレーキを非締結状態に復帰させる。このとき、シリンダ端面に流体給排口が形成されているので、シリンダ及びピストンの軸方向長さを短くできると共に、流体給排口が段部に形成された作動流体通路を通じてコントロールバルブに連通されるので、流体給排口の位置を自由に設定することができる。さらに、シリンダの端面とトランスミッションケースの段部とは段部の方がシリンダの端面より半径方向の長さが短いので、この段部とシリンダ端面の内周縁との間に形成される空間部にパーキングギヤが配設されて、空間の有効利用を行うことができる。

【0008】また、請求項2に係る自動変速機のシリンダ構造は、請求項1に係る発明において、前記段部のシリンダ当接面における作動流体通路の回りにリングが配設されていることを特徴としている。この請求項2に係る発明では、流体シールをリングで行うので、リップシールのように軸方向の複雑な加工を必要としないと共に、取付け性を向上させることができる。

【0009】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を図面について説明する。この実施の形態は、本発明を、歯車変速構造を有する自動変速機に適用したものである。図1は、本発明を適用し得る自動変速機の全体構成を断面を示す。また、図2は、自動変速機のギヤトレインをスケルトンで示す。

【0010】この自動変速機は、図1及び図2に示すように、いわゆる3軸構成とされ、フロントエンジン・フロントドライブ（FF）車又はリアエンジン・リアドライブ（RR）車用の横置式トランスアクスルの形態を有し、さらに変速機構としては、前進6速・後進1速を実現するギヤトレインを備えている。自動変速機は、トランスミッションケース180内に、互いに並列的に配置された第1軸である入力軸50、第2軸であるカウンタ軸401、第3軸であるドライブシャフト453a、453bの各軸上に変速ユニットやギヤ等の各種要素が配設された構成を有する。

【0011】入力軸50は、図示しないエンジンからトルクコンバータ230を介してトルクが入力され、且つ出力側をトルクコンバータ230側に設けており、また、カウンタ軸401は、入力軸50に平行に配置され、この入力軸50の出力ギヤと噛み合ったカウンタギヤ400を有し、さらに、ドライブシャフト453a、453bを支持するデフケース451には、カウンタ軸401のカウンタギヤ400を介してトルク伝達されるファイナルギヤ452が設けられている。

【0012】自動変速機は、図1及び図2に示すように、入力軸50の周りに、変速ユニットが設けられている。この変速ユニットは、入力軸50の減速回転と非減

速回転とを入力として複数の変速回転速度を出力するラビニヨ形式の第1の遊星歯車機構10と、入力軸50の回転を減速させて出力する第2の遊星歯車機構30と、第2の遊星歯車機構30と第1の遊星歯車機構10の2つの異なるサンギヤ11、12との間にそれぞれ介挿された締結及び解放自在の第1及び第3のクラッチ60及び80と、入力軸50と第1の遊星歯車機構10のキャリア14との間に介挿された締結及び解放自在の第2のクラッチ70と、第1の遊星歯車機構10のサンギヤ11及びキャリア13にブレーキ力を作用させる第1及び第2のブレーキ100及び110と、第2のブレーキ110と並列に介挿されたワンウェイクラッチ90とを備えている。また、自動変速機は、第1、第2及び第3のクラッチ60、70及び80に対応して配置される第1、第2及び第3の油圧サーボ機構120、130及び140と、第1及び第2のブレーキ100及び110に対応して配置される第4及び第5の油圧サーボ機構150及び160とを備えている。

【0013】第1、第2及び第3のクラッチ60、70及び80並びに第1及び第2のブレーキ100及び110は、摩擦部材による多板構成とされており、第1のクラッチ60は、第2の遊星歯車機構30の外周側近傍に配置され、その後方近傍に第3のクラッチ80が配置され、第2のクラッチ70は、トランスミッションケース180の前端部に配置され、第1のブレーキ100は、第1のクラッチ60とトランスミッションケース180の内周面との間に配置され、第2のブレーキ110は、第1の遊星歯車機構10とトランスミッションケース180の内周面との間に配置されている。また、ワンウェイクラッチ90は、第1のブレーキ100と第2のブレーキ110との間に配置されている。

【0014】また、第1、第2、第3、第4及び第5の油圧サーボ機構120、130、140、150及び160は、各第1、第2及び第3のクラッチ60、70及び80並びに第1及び第2のブレーキ100及び110を、コントロールバルブからの油圧により制御されるピストンにより締結及び解放を行うように構成されている。

【0015】第1の遊星歯車機構10は、図1に示すように、カウンタドライブギヤ170の後方近傍に配置されており、図2に示すように、大径のサンギヤ11、小径のサンギヤ12、キャリア13、14及びリングギヤ17の4つの変速要素からなる。第1の遊星歯車機構10は、ロングピニオン15が大径のサンギヤ11に噛合し、ショートピニオン16が小径のサンギヤ12に噛合し、ロングピニオン15がリングギヤ17の内歯と噛合するラビニヨ式で構成されている。

【0016】大径のサンギヤ11及び小径のサンギヤ12は、第2の遊星歯車機構30を介して入力軸50からの入力となされる減速回転の入力要素をなす。すなわ

ち、小径のサンギヤ12は、第1のクラッチ60に連結されて、第2の遊星歯車機構30からの入力となされ、また、大径のサンギヤ11は、第3のクラッチ80に連結されて、第2の遊星歯車機構30からの入力となされる。また、大径のサンギヤ11は、第1のブレーキ100によりトランスミッションケース180に固定可能とされている。

【0017】キャリア13、14は、互いに噛合するロングピニオン15とショートピニオン16とを支持しており、入力軸50からの入力に直接なされる非減速回転の入力要素をなす。キャリア14は、第2のクラッチ70を介して入力軸50に連結され、キャリア13は、第2のブレーキ110によりトランスミッションケース180に固定可能とされるとともに、ワンウェイクラッチ90によりトランスミッションケース180に一方方向の回転のみが可能とされている。

【0018】ここで、ワンウェイクラッチ90は、係合方向が第1速時の反力トルク支持方向に設定されて第2のブレーキ110の機能を発揮するものである。また、リングギヤ17は出力要素をなし、カウンタドライブギヤ170に連結されており、カウンタドライブギヤ170は、第1の遊星歯車機構10と第2のクラッチ70との間に位置しており、後述するように、入力軸50とは切離された中間隔壁195に回転自在に支持されている。

【0019】第2の遊星歯車機構30は、図1に示すように、第1の遊星歯車機構10の後方近傍に配置されており、図2に示すように、サンギヤ31、リングギヤ32及びキャリア33の3つの変速要素からなる。第2の遊星歯車機構30は、サンギヤ31が後述するトランスミッションケース180のサイドカバー200に形成されたスリーブ部材210に固定され、リングギヤ32が入力要素として入力軸50に連結され、キャリア33が出力要素として第1及び第2のクラッチ60及び70を介して、第1の遊星歯車機構10に接続されている。

【0020】カウンタギヤ400は、入力軸50と平行でこの入力軸50に比較して短尺なカウンタ軸401の後端側に固定された入力軸50のカウンタドライブギヤ170に噛合する大径のカウンタドリブンギヤ402と、カウンタ軸401においてカウンタドリブンギヤ402より前端側に固定された出力要素としての小径のリダクションギヤ403とを備えている。ここで、カウンタ軸401は、両端が第1及び第2の軸受404a、404bにより回転自在に支持されている。このカウンタギヤ400は、カウンタドリブンギヤ402及びリダクションギヤ403により、入力軸50からの出力を減速するとともに、反転させてディファレンシャル装置450に伝達することで、適宜の減速比を得るようにしている。

【0021】ディファレンシャル装置450は、デフケ

ース451に固定されたファイナルギヤ452をカウンタギヤ400のリダクションギヤ403に噛合させ、デフケース451内に配置された差動歯車の差動回転が左右のドライブシャフト453a、453bに出力される構成とされている。このディファレンシャル装置450は、トランスミッションケース180及びその前端に取付けられたコンバータハウジング231に支持されている。

【0022】トランスミッションケース180は、入力軸50及びこれに取付けられている各要素、カウンタギヤ400並びにディファレンシャル装置450を収納可能な形状に形成されている。トランスミッションケース180は、大別して、ケース本体190とその後端を覆うサイドカバー200とから構成されている。ケース本体190は、各軸上の各要素を収納するように最適形状に形成された周壁により筒状に構成されている。すなわち、ケース本体190は、入力軸50の外周側を覆って入力軸50を収納する円筒状の第1軸収納部191と、第1軸収納部191の右上部に接続して設けられ、カウンタ軸401の外周側を覆うと共に、カウンタ軸401の後端面を覆ってカウンタ軸401を収納する第2軸収納部192と、第1軸収納部191の右下部に設けられ、一方のドライブシャフト453aの外周側を覆うようにして収納する第3軸収納部193とを備えている。

【0023】第1軸収納部191には、第1及び第2の遊星歯車機構10及び30、第1、第2及び第3のクラッチ60、70及び80、並びに第1及び第2のブレーキ100及び110等で構成される変速ユニットが収納され、且つ出力ギヤとなるカウンタドライブギヤ170が前面側に配設されており、第2軸収納部192には、カウンタドライブギヤ170に噛合するカウンタドリブンギヤ402及びその前面側に配置されたリダクションギヤ403で構成されるカウンタギヤ400のみが設けられていることにより、第1軸収納部191の後端側が第2軸収納部192の後端側より大きく後方に突出されている。また、第1軸収納部191の後端開口面に、略皿形状のサイドカバー200が複数のボルト221により取付けられている。

【0024】第2軸収納部192は、カウンタ軸401の後端面を覆う部分の内側面に取付けられた第1の軸受404aにより、カウンタ軸401の一端を回転自在に支持している。第3軸収納部193は、第2軸収納部192におけるカウンタ軸401の後端面を覆う部分に接続された部分に、ドライブシャフト453aを外部に出すための開口部が形成されている。

【0025】また、サイドカバー200には、その内側面に、入力軸50を回転自在に支持すると共に、第1及び第3のクラッチ60及び80と第2の遊星歯車機構30を支持するスリーブ部材210が取付けられている。以上のような構成を有する自動変速機は、図示しない電

子制御装置と油圧制御装置とによる制御で、運転者により選択されたレンジに応じた変速段の範囲で車両負荷に基づき、前進6速（1ST～6TH）、後進1速（REV）の変速を行う。前進6速、後進1速を行う際の動作については以下になる。なお、図3は各クラッチ及びブレーキの係合及び解放（○印で係合、無印で解放を表す）で達成される変速段を図表化して示す。

【0026】第1速（1ST）は、第1のクラッチ60とワンウェイクラッチ90の締結により達成される。この場合、第1速では、入力軸50から第2の遊星歯車機構30を経て減速された回転が第1のクラッチ60経由で小径のサンギヤ12に入力され、ワンウェイクラッチ90の締結によりトランスミッションケース180に係止されたキャリア14に反力を取って、リングギヤ17の最大減速比の減速回転がカウンタドライブギヤ170に出力される。なお、エンジンコースト時には、キャリア13にかかる反力トルクが逆転するので、図3で括弧付きの○で示すように、第2のブレーキ110を締結させる。

【0027】また、第2速（2ND）は、第1のクラッチ60と第1のブレーキ100の締結により達成される。この場合、入力軸50から第2の遊星歯車機構30を経て減速された回転が第1のクラッチ60経由で小径のサンギヤ12に入力され、第1のブレーキ100の締結によりトランスミッションケース180に固定された大径のサンギヤ11に反力を取って、リングギヤ17の減速回転がカウンタドライブギヤ170に出力される。このときの減速比は、第1速（1ST）より小さくなる。

【0028】また、第3速（3RD）は、第1のクラッチ60と第3のクラッチ80との同時締結により達成される。この場合、入力軸50から第2の遊星歯車機構30を経て減速された回転が第3のクラッチ80と第1のクラッチ60経由で同時に大径のサンギヤ11と小径のサンギヤ12に入力され、第1の遊星歯車機構10が直結状態となるため、両サンギヤ11、12への入力回転と同じリングギヤ17の回転が、入力軸50の回転に対しては減速された回転として、カウンタドライブギヤ170に出力される。

【0029】また、第4速（4TH）は、第1のクラッチ60と第2のクラッチ70との同時締結により達成される。この場合、一方で入力軸50から第2の遊星歯車機構30を経て減速された回転が第1のクラッチ60経由で小径のサンギヤ12に入力され、他方で入力軸50から第2のクラッチ70経由で入力された非減速回転がキャリア14に入力され、2つの入力回転の中間の回転が、入力軸50の回転に対しては僅かに減速されたリングギヤ17の回転としてカウンタドライブギヤ170に出力される。

【0030】また、第5速（5TH）は、第2のクラッ

チ70と第3のクラッチ80との同時締結により達成される。この場合、一方で入力軸50から第2の遊星歯車機構30を経て減速された回転が第3のクラッチ80経由で大径のサンギヤ11に入力され、他方で入力軸50から第2のクラッチ70経由で入力された非減速回転がキャリア14に入力され、リングギヤ17の入力軸50の回転より僅かに増速された回転がカウンタドライブギヤ170に出力される。

【0031】また、第6速（6TH）は、第2のクラッチ70と第1のブレーキ100の締結により達成される。この場合、入力軸50から第2のクラッチ70経由で非減速回転がキャリア14にのみ入力され、第1のブレーキ100の締結によりトランスミッションケース180に固定されたサンギヤ11に反力を取るリングギヤ17の更に増速された回転がカウンタドライブギヤ170に出力される。

【0032】また、後進（REV）は、第3のクラッチ80と第2のブレーキ110の締結により達成される。この場合、入力軸50から第2の遊星歯車機構30を経て減速された回転が第3のクラッチ80経由でサンギヤ11に入力され、第2のブレーキ110の締結によりトランスミッションケース180に固定されたキャリア14に反力を取るリングギヤ17の逆転がカウンタドライブギヤ170に出力される。

【0033】以上が本発明を適用し得る自動変速機の概略構成であるが、本発明では、図4に示すように、トランスミッションケース180の第1軸収納部191における軸方向中央部に第2のブレーキ110及びパーキングギヤ504が配設されている。すなわち、図4に示すように、ケース本体190の軸方向の中央部よりコンバータハウジング231側の内周面側に、中間隔壁195が設けられている。この中間隔壁195は、ケース本体190の内周面に一体とされた略ドーナツ形状をなす円盤部196と、この円盤部196の内周縁に入力軸50と所定間隔を保って同軸的に後方に突出して配設された支持円筒部197とから構成されている。これら円盤部196及び支持円筒部197には夫々潤滑油路となる孔部196a、197aが形成されている。

【0034】そして、中間隔壁195の支持円筒部197の外周面にベアリング175を介して前述した出力ギヤとしてのカウンタドライブギヤ170が回転自在に配設され、さらに、カウンタドライブギヤ170の後方側に前述した第1の遊星歯車機構10が配設され、この第1の遊星歯車機構10とケース本体190の内周面との間に第2のブレーキ110、第5の油圧サーボ機構160及びワンウェイクラッチ90が配設されている。

【0035】第1の遊星歯車機構10は、図4に示すように、第2の遊星歯車機構30のリングギヤ32に連結された連結部材32aが入力軸50の回りに回転自在に配設され、この連結部材32aの外周側に回転自在に配

設され且つ前述した第3のクラッチ80及び第1のブレーキ100に連結された大径のサンギヤ11と、連結部材32aにスプライン結合された小径のサンギヤ12と、大径のサンギヤ11に噛合するロングピニオン15と、小径のサンギヤ12に噛合するショートピニオン16と、両ピニオン15及び16を支持するキャリア13及び14と、ロングピニオン15が内歯に噛合するリングギヤ17とでラビニヨ式に構成されている。

【0036】出力ギヤとしてのカウンタドライブギヤ170は、外周面に形成された歯部170aの内側の基部170bが第1の遊星歯車機構10のリングギヤ17に連結されて、リングギヤ17と一体に回転駆動される。さらに、第2のブレーキ110は、第1の遊星歯車機構10のリングギヤ17の外側に配設され、ケース本体190の内周面に形成されたスプライン溝111に係合する突出部を有する停止側摩擦板となる複数のドリブンプレート112と、前述した第1の遊星歯車機構10のキャリア13に連結された円筒部113の外周面に形成されたスプライン溝114に係合する突出部を有する回転側摩擦板となる複数のドライブプレート115とが交互に配設された摩擦多板式構成を有し、後端のドリブンプレート112が後方側に隣接するワンウェイクラッチ90の前端側に当接して後方への移動が規制され、前端のドリブンプレート112にディッシュプレート116が当接され、このディッシュプレート116がケース本体190の内周面に固定されたスナップリング117に当接されて前方への移動が規制されている。

【0037】この第2のブレーキ110を作動する第5の油圧サーボ機構160は、図4に示すように、ケース本体190内周面に内方に突出して形成された段部600に前端外周側が当接された断面コ字状で円環状に形成されたシリンダ161と、このシリンダ161内に摺動自在に配設されたピストン162と、このピストン162の後端側から後方に突出し、ディッシュプレート116に接触する押圧部163と、ピストン162及びスナップリング117間に介挿されたピストン162を前方側に付勢する板バネで構成されたリターンズpring164とで構成されている。

【0038】ここで、シリンダ161の段部600と当接する前端面161aには、図4に示すように、ケース本体90の側面側において半径方向の中心より若干外周寄りに流体給排口としての作動油給排口161bが形成されている。この作動油給排口161aに対向するケース本体190の段部600に、軸方向に延長する作動油通路600aとその後端側から外方に延長して外部に開口する作動油通路600bとが形成され、作動油通路600aのシリンダ161側端面にOリング601が配設され、作動油通路600bの開放端にコントロールバルブ610が配設されている。

【0039】そして、油圧サーボ機構160のシリンダ

161を支持する段部600は、その内周面がシリンダ161の内周面より外側で例えばシリンダ161の半径方向長さより短く（例えば約5/7程度）設定されて、段部600の内周側に空間部602が形成され、この空間部にリングギヤ17の外周面前端側に形成されたパーキングギヤ611が配置されている。このパーキングギヤ611に図示しないセレクト機構でパーキングレンジPを選択したときにパーキングボール612の歯部612aが噛合してリングギヤ17及びこれに連結する出力ギヤとしてのカウンタドライブギヤ170の回転を阻止し、パーキングレンジP以外のレンジを選択しているときにパーキングボール612の歯部612aがパーキングギヤ611から外方に離間してリングギヤ17及びこれに連結するカウンタドライブギヤ170の自由回転を許容する。

【0040】本実施形態は以上のように構成されているので、今車両が停止しており、図示しないセレクト機構でパーキングレンジPが選択されているときには、パーキングボール612の係合歯612aがリングギヤ17の外周面に形成されたパーキングギヤ611に噛合して、リングギヤ17及び出力ギヤとしてのカウンタドライブギヤ170の回転が阻止されて、自動変速機からの回転出力が得られないパーキング状態となっている。

【0041】このパーキング状態から図示しないセレクト機構でリバースレンジRを選択すると、パーキングボール612の係合歯612aがパーキングギヤ611から外方に離間して、リングギヤ17及び出力ギヤとしてのカウンタドライブギヤ170が自由回転可能な状態となり、この状態で第5の油圧サーボ機構160がコントロールバルブ610によって作動状態に制御される。

【0042】すなわち、コントロールバルブ610で作動油給排口610aから所定圧力の作動油を出力し、この作動油がケース本体190に形成した作動油通路600b及び600aを通じ、さらに油圧サーボ機構160のシリンダ161における前端面161aに形成した作動油給排口161bを通じてシリンダ161とピストン162とで形成された油圧室に作動油を供給する。これに応じて、ピストン162がリターンズpring164に抗して左動し、その突出部163でディッシュプレート116を押圧することにより、ドリブンプレート112によってドライブプレート115が挟圧されて、第2のブレーキ110が締結状態となり、第1の遊星歯車機構10のキャリア13がケース本体190に固定される。これと同時に、第3の油圧サーボ機構130にコントロールバルブ610から所定圧力の作動油が供給されて第3のクラッチ80が締結状態に制御されて、ディファレンシャルギヤ450のドライブシャフト453a及び453bが逆転駆動されて、車両が後進する。

【0043】この車両の後進状態から車両を停止させた後に、セレクト機構でドライブレンジDを選択すると、

コントロールバルブ610内のバルブが切換えられて、第5の油圧サーボ機構160のシリンダ161及びピストン162で形成される油圧室内の作動油が作動油給排口161b、ケース本体190の作動油通路600a及び600bを通じてコントロールバルブ610内に排出され、これによってピストン162がリターンズプリング164の弾発力によって前方側に戻され、突出部163によるディッシュプレート116の押圧が解除されてドリブンプレート112によるドライブプレート115の挟圧状態が解除されて、第2のブレーキ110が非締結状態に復帰する。

【0044】これに代えて、前述したように、第1のクラッチ60が締結状態となると共に、ワンウェイクラッチ90が締結状態となって第1速状態となり、この状態でブレーキペダルの踏込みに代えてアクセルペダルを踏込むことにより、車両が前進し、車速の増加に応じて順次第2速、第3速の順に変速段が切換えられる。その後、車両を減速させて第1速状態に戻り、この状態でエンジンブレーキが作動するコースト状態となると、前述した後進時と同様にコントロールバルブ610から所定圧力の作動油が作動油通路600b、600a及び作動油給排口161bを通じて第5の油圧サーボ機構160のシリンダ161及びピストン162で構成される油圧室に供給されて、第2のブレーキ110が締結状態に制御される。

【0045】その後、ブレーキペダルを踏込んで車両を停止させてから、図示しないセレクト機構でパーキングレンジPを選択することにより、パーキングポール612の係合歯612aがパーキングギヤ611に嚙合して、リングギヤ17及び出力ギヤとしてのカウンタドライブギヤ170の回転が阻止され、自動変速機から回転出力が得られないパーキング状態に移行する。

【0046】このように、本実施形態では、第2のブレーキ110を作動させる第5の油圧サーボ機構160のシリンダ161の前端面板161aがケース本体190に形成した段部600に支持され、この段部600に対向する位置に作動油給排口161bが形成されているので、段部600でシリンダ161を強固に支持することができ、また、シリンダ161及びピストン162の軸方向長さを前述した従来例に比較して短くすることができると共に、シリンダ161の外周面側にリップシール等を設ける必要がなく、ケース本体190の厚みを薄くすることが可能となり、さらに作動油給排口161bが段部600に形成した作動油通路600a及び600bを通じてコントロールバルブ610に連通するようにしたので、シリンダ161の作動油給排口161bの設置位置を自由に設定することができ、設計の自由度を向上させることができる。

【0047】さらに、シリンダ161の半径方向の長さに比較して段部600の半径方向の長さが短く設定され

て、段部600の内周面側に空間部602が形成され、この空間部602にリングギヤ17の外周面における前端部側に形成したパーキングギヤ611を配置するようにしたので、空間部の有効利用を図ることができる。なお、上記実施形態においては、段部600に互いに直交する作動油通路600a及び600bを形成した場合について説明したが、これに限定されるものではなく、作動油通路600a及び600bの何れか一方又は双方を軸方向又は半径方向に対して傾斜させて設けるようにしてもよく、要はシリンダ161の作動油給排口161bをコントロールバルブ610に連通させるように形成されていればよい。

【0048】また、上記実施形態においては、ピストン162に対するリターンズプリング164を板バネで構成する場合について説明したが、これに限定されるものではなく、コイルスプリングや他のバネ部材を適用することができ、さらには押圧部163の長さを長くして被作動体との距離を開けることもでき、任意の構成を適用し得る。

【0049】さらに、上記実施形態においては、自動変速機を前進6速を実現するギヤトレインで構成しているが、これに限定されるものではなく、前進5速以下又は7速以上の自動変速機にも本発明を適用することができる。

【0050】

【発明の効果】以上説明したように、請求項1に係る発明によれば、シリンダの端面に流体給排口が形成され、この流体給排口に対向するトランスミッションケースの段部に作動流体通路が形成されているので、シリンダ及びピストンの軸方向長さを短くすることができると共に、流体給排口が段部に形成された作動流体通路を通じてコントロールバルブに連通されるので、流体給排口の位置を自由に設定することができるという効果が得られる。さらに、シリンダの端面とトランスミッションケースの段部とは段部の方がシリンダの端面より半径方向の長さが短いので、この段部とシリンダ端面の内周縁との間に形成される空間部にパーキングギヤが配設されて、空間の有効利用を行うことができるという効果が得られる。

【0051】また、請求項2に係る発明によれば、流体シールをOリングで行うので、リップシールのように軸方向の複雑な加工を必要としないと共に、取付け性を向上させることができるという効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明が適用された自動変速機の構成を示す断面図である。

【図2】上記自動変速機を示すスケルトン図である。

【図3】上記自動変速機の作動を示す図である。

【図4】本発明の要部を示す拡大断面図である。

【図5】従来例を示す断面図である。

【図6】図5のサーボ機構の拡大断面図である。

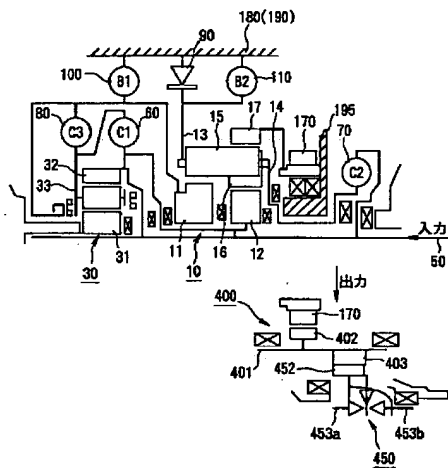
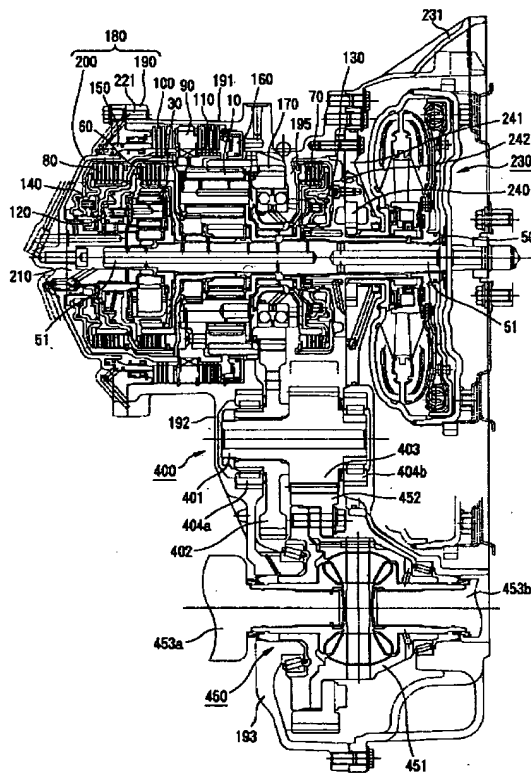
【符号の説明】

- 110 第2のブレーキ
- 160 第5の油圧サーボ機構
- 161 シリンダ
- 161a 前端面板
- 161b 作動油給排口
- 162 ピストン
- 163 押圧部
- 164 リターンズプリング

- 170 カウンタドライブギヤ
- 180 トランスミッションケース
- 190 ケース本体
- 600 段部
- 600a, 600b 作動油通路
- 601 Oリング
- 602 空間部
- 610 コントロールバルブ
- 611 パーキングギヤ
- 612 パーキングボール

【図1】

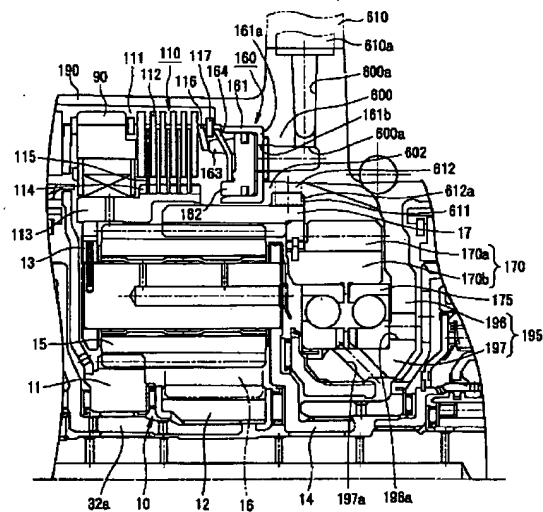
【図2】



【図4】

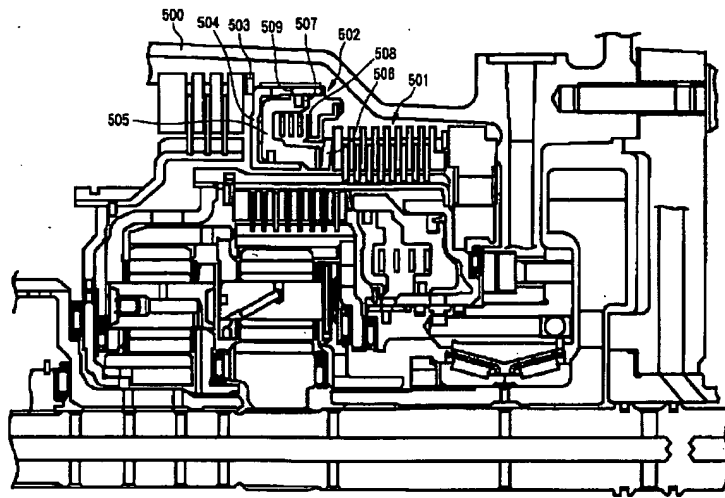
【図3】

入力	減速遊星 歯車ギヤ17	減速遊星 歯車ギヤ17	入力軸	ラビニヨ キャリア	ラビニヨ サンギヤ11	ラビニヨ キャリア
出力	ラビニヨ サンギヤ11	ラビニヨ サンギヤ12	ラビニヨ キャリア	ケース	ケース	ケース
	LOW/C	3-5-R/C	H/C	L&R/B	2-6/B	LOW D.W.C
P						
REV		○		○		
N						
1ST	○			(○)		○
2ND	○				○	
3RD	○	○				
4TH	○		○			
5TH		○	○			
6TH			○		○	





【図 5】



【図 6】

